

Mô phỏng dao động của xe điện HaUI-EV2

Simulating the vibration of the HaUI-EV2 electric vehicle

Nguyễn Anh Ngọc^{1,*}, Trần Phúc Hòa², Lê Hồng Quân¹

¹Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Trung tâm Quản lý kỹ thuật xe, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: ngocongnguyencnoto@hauui.edu.vn; ngochk46@gmail.com

Tel: +84-437655121#310; Mobile: 0985 523 446

Tóm tắt

Từ khóa:

Mô phỏng dao động; Hệ phương trình vi phân; Matlab-Simulink; Xe điện HaUI-EV2

Bài báo khảo sát dao động toàn xe của xe ô tô điện HaUI-EV2 với hệ thống treo cầu trước dạng độc lập - McPherson và hệ thống treo cầu sau dạng phụ thuộc sử dụng nhíp lá. Để mô tả dao động của toàn xe, nhóm tác giả sử dụng phương pháp D.Alambe để xây dựng hệ phương trình gồm 7 phương trình vi phân, mô tả 7 bậc tự do của xe. Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để giải hệ phương trình vi phân với các kích động khác nhau từ mặt đường lên thân xe. Từ đó đưa ra các thông số đánh giá tính chất dao động của toàn xe: biên độ dao động, góc lắc, vận tốc, gia tốc và các lực tác dụng lên khung xe... Thông qua các tiêu chuẩn đánh giá mức độ êm dịu dao động của xe, đưa ra các thiết kế phù hợp nhất cho hệ thống treo của xe điện HaUI-EV2 nhằm nâng cao tối đa độ ổn định của thân xe và độ êm dịu chuyển động.

Abstract

Keywords:

Vibration simulation;
Differential equations; Matlab-Simulink; HaUI-EV2 Electric vehicle.

This paper studies on the vibration of the HaUI-EV2 electric vehicle with McPherson front suspension system and dependent leaf-spring rear suspension system. To demonstrate the vibration of the vehicle, the D.Alambe method was used to create the seven differential equations that describes the vehicle's seven degrees of freedom. Matlab-Simulink software was used to solve these differential equations with hard driving conditions and road. Thereafter, the oscillation factors were determined such as: the maximum deformation, angle of rotations, velocity, acceleration and forces affecting the vehicle's frame... Throughout the qualities of vibration consonant level of the commercial vehicle, the most appropriate improvement designs of vehicle's suspensions will be proposed to enhance the maximum vehicle stability and the vibration refinement.

Ngày nhận bài: 13/7/2018

Ngày nhận bài sửa: 09/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

1. GIỚI THIỆU

Khi ô tô chuyển động, xe luôn nhận các kích động từ mặt đường qua bánh xe. Kích động này làm giảm tính tiện nghi cho người trên xe và ảnh hưởng tới độ bền kết cấu ô tô [1]. Hệ thống treo giúp giảm các tác động trên lên xe trong quá trình di chuyển, nó là liên kết mềm giữa bánh

xe và khung xe. Đồng thời truyền lực từ bánh xe lên thân xe và ngược lại để xe có thể di chuyển cùng bánh xe.

Để đánh giá chất lượng của hệ thống treo về mặt dao động, nhóm nghiên cứu tiến hành đánh giá các chỉ số: biên độ dao động, tần số dao động, gia tốc dao động, hệ số êm dịu của chuyển động - K.

Để đánh giá chất lượng dao động của xe, nhóm nghiên cứu sử dụng thông số tần số dao động, gia tốc dao động và hệ số êm dịu chuyển động - K để đánh giá chất lượng dao động của xe [2].

Tần số dao động: $n = 60 \div 90$ (lần/phút).

Bình phương trung bình của các gia tốc theo các phương X, Y, Z là [3]:

$$\ddot{X}_c < 1,0 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$$\ddot{Y}_c < 0,7 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$$\ddot{Z}_c < 2,5 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Hệ số êm dịu chuyển động được xác định theo trị số của biên độ gia tốc Z hoặc bình phương trung bình Z_c [3]:

$$K = \frac{12,5}{\sqrt{1+0,01.\omega^2}} \ddot{Z} = \frac{18}{\sqrt{1+0,01.\omega^2}} \ddot{Z}_c$$

Hệ số K càng nhỏ thì độ êm dịu của ô tô càng cao. Các giá trị cho phép của hệ số K:

+ Khi đi lâu: $K = 10 \div 25$

+ Khi đi ngắn: $K = 25 \div 63$

Do đặc thù của xe điện bố trí ác quy ở gầm xe, nên trọng tâm của xe được hạ thấp, cải thiện khả năng động học của xe. Xe ô tô điện HaUI-EV2 được thiết kế dẫn động cầu sau, cầu trước chỉ có nhiệm vụ dẫn hướng. Để đảm bảo hệ thống treo đáp ứng tốt về dao động, độ cứng vững và không gian khoang lái ta sử dụng hệ thống treo McPherson cho cầu trước. Cầu sau có tải trọng lớn hơn, nên yêu cầu hệ thống treo cứng vững hơn, để đáp ứng yêu cầu đó chúng ta sử dụng hệ thống treo phụ thuộc sử dụng nhíp cho cầu sau.

Bài báo này sẽ khảo sát dao động của xe ô tô điện HaUI-EV2 theo mô hình hệ không gian 7 bậc tự do, đồng thời đưa ra cải tiến để hoàn thiện hệ thống treo của xe.

2. MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG

2.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình

- Bỏ qua các thay đổi hình học của hệ thống treo trong quá trình dao động.
- Coi khung xe là tuyệt đối cứng.
- Thân xe được giả thiết đối xứng qua trục dọc chính giữa của xe.
- Ô tô chuyển động đều.
- Trong quá trình di chuyển bánh xe luôn tiếp xúc với mặt đường.

2.2. Mô hình khảo sát

Phần được treo (là thân xe, người, acqui, động cơ,...) có thể coi là một vật có khối lượng M đặt tại trọng tâm xe. Chuyển động của phần được treo là hợp của 3 chuyển động: chuyển động

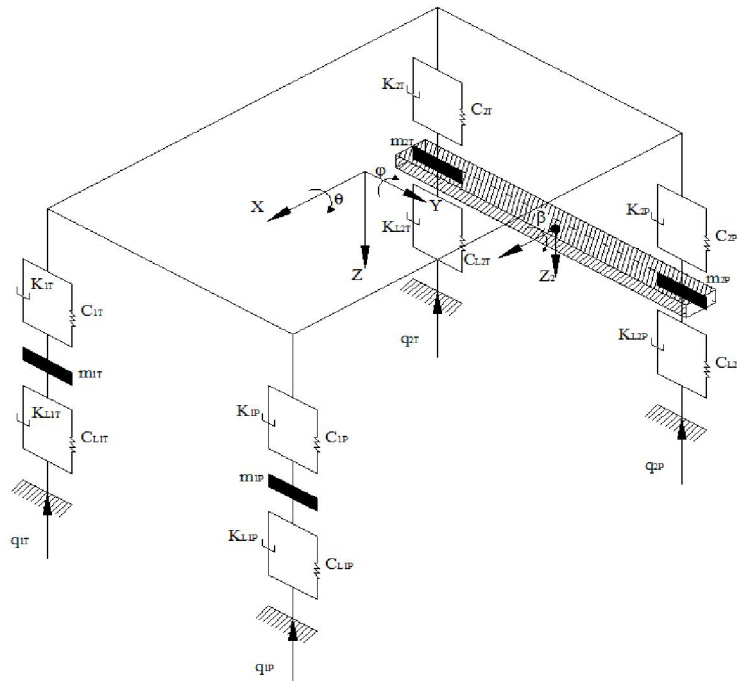
tịnh tiến theo phương Z, chuyển động quay xung quanh trục ngang Y, chuyển động quay quanh trục X.

Momen quán tính của khối lượng phần treo với trục ngang và trục dọc đi qua trọng tâm phần treo tương ứng là J_y, J_x . Phần được treo và phần không được treo liên kết với nhau qua các bộ phận đàn hồi và giảm chấn của hệ thống treo đặc trưng bởi các hệ số đàn hồi $C_{1T}, C_{1P}, C_{2T}, C_{2P}$ và các hệ số cản giảm chấn là: $K_{1T}, K_{1P}, K_{2T}, K_{2P}$.

Trong đó các chỉ số:

- 1 - Đại diện cho phía trước.
- 2 - Đại diện cho phía sau.
- T - Đại diện cho bên trái.
- P - Đại diện cho bên phải.

Phần không được treo trước chia thành 2 khối lượng m_{1T}, m_{1P} . Mỗi khối lượng không được treo trước liên kết với đường thông qua các lò xo có độ cứng là C_{L1T}, C_{L1P} và các giảm chấn có hệ số cản K_{L1T}, K_{L1P} - đại diện cho độ cứng và độ dập tắt dao động của lớp xe trước.



Hình 1. Mô hình vật lý mô phỏng dao động toàn xe

Phần không được treo sau đại diện bởi khối có khối lượng m_2 – bao gồm cả cầu xe, nhíp. Và được chia thành 2 khối lượng nhỏ m_{2T}, m_{2P} . Mỗi khối lượng không được treo trước liên kết với đường thông qua các lò xo có độ cứng là C_{L2T}, C_{L2P} và các giảm chấn có hệ số cản K_{L2T}, K_{L2P} . Các thông số này đặc trưng cho độ đàn hồi của lớp và dập tắt dao động của lớp sau.

Cầu trước - độc lập nên chỉ có chuyển động tịnh tiến của cầu theo phương Z mà không có chuyển động quay quanh trục X. Cầu sau - phụ thuộc, nên ngoài chuyển động tịnh tiến của cầu xe theo phương Z, còn có chuyển động xoay quanh trục X.

2.3. Thiết lập hệ phương trình vi phân

Để có thể xác định được các thông số dao động của xe ta cần phải từ mô hình cơ học thiết lập được các phương trình vi phân mô tả chuyển động dao động của hệ.

Có rất nhiều phương pháp để có thể thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ như: phương trình Lagrange loại II hoặc theo nguyên lý D'Alambe [3].

Theo nguyên lý D'Alambe: $\vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0$ (1)

Trong đó: \vec{F} : là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật.

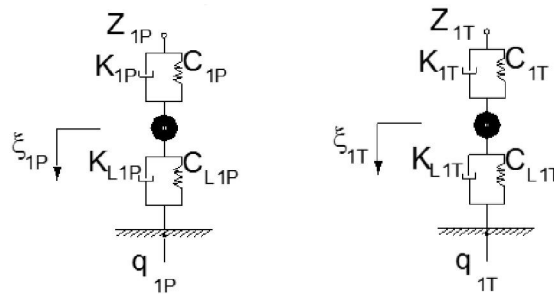
\vec{F}_{qt} : là tổng các lực quán tính tác dụng lên vật.

Ở đây, chúng ta xây dựng mô hình là một cơ hệ gồm 5 vật: thân xe, khối lượng không được treo trước-trái-phải, khối lượng không được treo sau và mặt đường.

Mô hình xây dựng gồm 5 vật:

* **Vật 1:** Thân xe (phần khối lượng được treo) coi như 1 vật có khối lượng M đặt tại trọng tâm G và các momen quán tính: J_y, J_x . Chuyển động của thân xe là hợp của ba chuyển động:

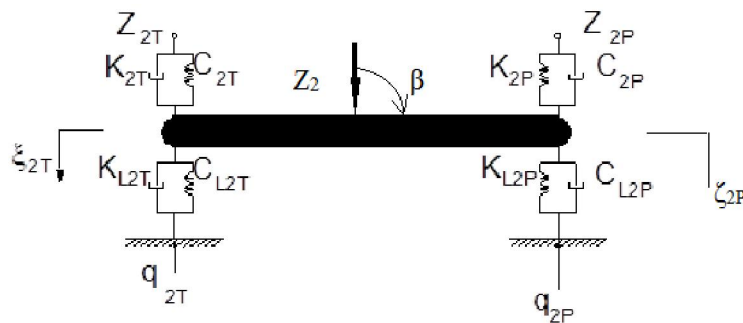
- + Chuyển động tịnh tiến theo phương Z ứng với tọa độ suy rộng Z.
- + Chuyển động quay quanh trục Y tương ứng tọa độ suy rộng φ .
- + Chuyển động quay quanh trục X tương ứng tọa độ suy rộng θ .



Hình 2. Mô hình dao động khối lượng không được treo trước trái, phải

* **Vật 2 và 3:** Các khối lượng không được treo phía trước bên trái, phải và treo phụ thuộc phía sau.

+ Khối lượng không được treo trước coi như là hai vật có khối lượng bên trái và bên phải là m_{1T}, m_{1P} chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng ξ_{1T}, ξ_{1P} .



Hình 3. Mô hình dao động khối lượng không được treo sau

* **Vật 4:** Khối lượng không treo cầu sau - cầu xe, nhíp và bánh xe.

+ Khối lượng không được treo sau coi như là một vật có khối lượng m_2 , chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng Z_2 , chuyển động quay quanh trục X với tọa độ suy rộng β .

+ Được chia nhỏ thành hai vật có khối lượng bên trái và bên phải là m_{2T}, m_{2P} chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng ξ_{2T}, ξ_{2P} .

* **Vật 5:** Mặt đường - là nguồn kích thích ô tô dao động và là một tập hợp các mấp mô ngẫu nhiên trên toàn bộ chiều dài của nó. Kích động mặt đường có thể ở dạng tuyến tính hoặc hàm ngẫu nhiên.

Sau khi đã phân tích xe thành các vật riêng biệt với đầy đủ các đại lượng cần thiết sẽ lập phương trình vi phân mô tả dao động của cơ hệ theo nguyên lý D'Alambe.

Như vậy, sau khi phân tích và xây dựng phương trình vi phân cho từng vật đã thiết lập được hệ phương trình vi phân toán học gồm 7 phương trình vi phân mô tả dao động của cơ hệ.

$$-M\ddot{Z} - [F_{C1T} + F_{K1T}] - [F_{C1P} + F_{K1P}] - [F_{C2T} + F_{K2T}] - [F_{C2P} + F_{K2P}] = 0 \quad (2)$$

$$-J_y \ddot{\phi} + a[F_{C1T} + F_{K1T}] + a[F_{C1P} + F_{K1P}] - b[F_{C2T} + F_{K2T}] - b[F_{C2P} + F_{K2P}] = 0 \quad (3)$$

$$-J_x \ddot{\theta} + \frac{B_T}{2} [F_{C1T} + F_{K1T}] - \frac{B_T}{2} [F_{C1P} + F_{K1P}] + \frac{B_S}{2} [F_{C2T} + F_{K2T}] - \frac{B_S}{2} [F_{C2P} + F_{K2P}] = 0 \quad (4)$$

$$j_2 \ddot{\beta} = \frac{B_S}{2} (-F_{2T} + F_{L2T} + F_{2P} - F_{L2P}) \quad (5)$$

$$m\ddot{Z}_2 = (F_{2T} - F_{L2T}) + (F_{2P} - F_{L2P}) \quad (6)$$

$$-m_{1P} \ddot{\xi}_{1P} + [F_{C1P} + F_{K1P}] + [F_{CL1P} + F_{KL1P}] = 0 \quad (7)$$

$$-m_{1T} \ddot{\xi}_{1T} + [F_{C1T} + F_{K1T}] + [F_{CL1T} + F_{KL1T}] = 0 \quad (8)$$

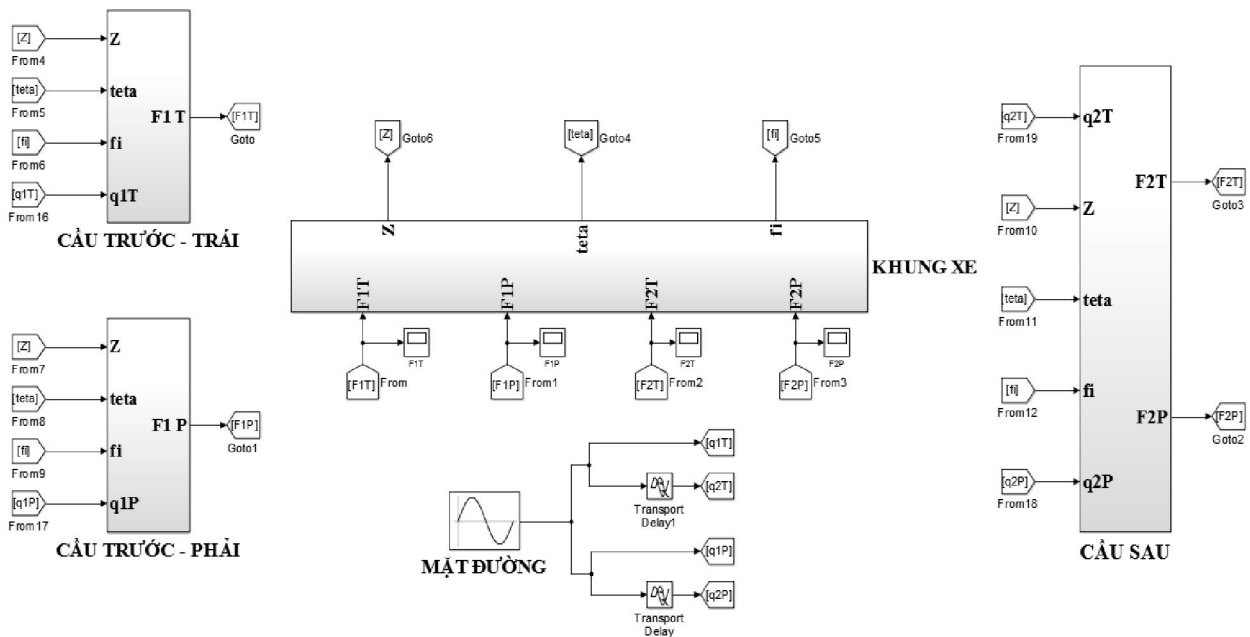
2.4. Ứng dụng Matlab Simulink mô phỏng dao động

Dựa vào hệ phương trình vi phân mô tả dao động của toàn xe ô tô, sử dụng các khối chức năng trong Matlab - Simulink để mô phỏng mô hình dao động không gian của ô tô. Sau đó tiến hành giải hệ phương trình và đưa ra được các thông số đánh giá dao động của toàn xe [4].

2.4.1. Sơ đồ tổng thể

Sơ đồ tổng thể mô phỏng mô hình dao động không gian dựa trên hệ phương trình vi phân dao động của cơ hệ như hình 4.

Sơ đồ tổng thể chứa các khối chức năng riêng, mỗi khối thể hiện các phần tử đặc trưng của mô hình. Bản thân các khối cũng chứa trong lòng nó các khối chức năng cụ thể để xử lý các tín hiệu vào và ra. Trong đó có các khối xử lý chính như: Khối cầu trước trái, khối cầu trước phải, khối cầu sau, khối thân xe và khối mặt đường. Với các điều kiện về kích động từ mặt đường khác nhau, khối mặt đường này sẽ thay đổi tín hiệu đầu vào từ đó thu được các dao động và kích thích tương ứng tác dụng lên hệ thống treo và toàn xe.



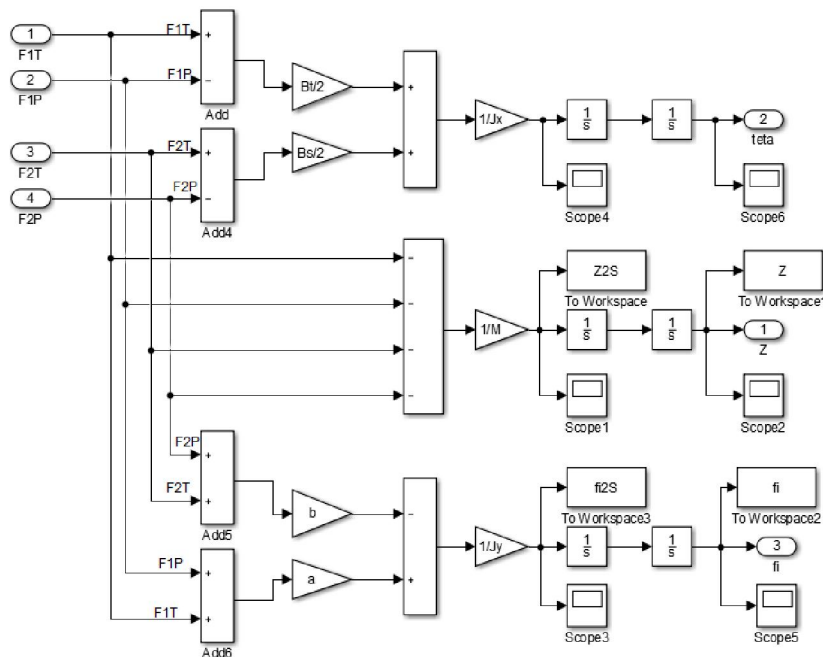
Hình 4. Sơ đồ tổng thể mô phỏng dao động toàn xe

2.4.2. Khối “Khung xe”

Bao hàm cả 3 phương trình vi phân:

- + Chuyển động tịnh tiến của trọng tâm thân xe theo phương Z.
- + Chuyển động quay của thân xe quanh trục x tương ứng tọa độ suy rộng là θ .
- + Chuyển động quay quanh trục y tương ứng tọa độ suy rộng là φ .

Khối “Khung xe” chứa 3 khối chức năng là: Khối “Z”, khối “phi” và khối “teta” tương ứng với các dao động của thân xe, hình 5.



Hình 5. Sơ đồ mô tả khối khung xe

Các khối chức năng khác như khối cầu trước trái, phải; khối cầu sau và khối mặt đường cũng được sơ đồ hóa bằng Simulink để mô phỏng các thông số trong hệ thống treo xe điện HaUI-EV2. Sau khi xây dựng sơ đồ mô phỏng trong môi trường Simulink, ta nhập các thông số của xe (bảng 1) và thu được kết quả mô phỏng ở phần sau.

Bảng 1. Thông số khảo sát dao động của xe ô tô điện HaUI-EV2

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Khoảng cách từ toạ độ trọng tâm xe đến cầu trước (m)	a	1.087	Hệ số cản của giảm chấn trước bên trái và phải (N.s/m)	$K_{1T} = K_{1P}$	974
Khoảng cách từ toạ độ trọng tâm xe đến cầu sau (m)	b	0.773	Hệ số cản của giảm chấn sau bên trái và phải (N.s/m)	$K_{2T} = K_{2P}$	3000
Khoảng cách vết hai bánh xe cầu trước (m)	B_t	1.335	Hệ số cản giảm chấn của lớp trước bên trái và phải (N.s/m)	$K_{L1T} = K_{L1P}$	20
Khoảng cách vết hai bánh xe cầu sau (m)	B_s	1.345	Hệ số cản giảm chấn của lớp sau bên trái và phải (N.s/m)	$K_{L2T} = K_{L2P}$	20
Độ cứng của treo trước bên trái và bên phải (N/m)	$C_{1T} = C_{1P}$	18000	Khối lượng không được treo bên trái và bên phải (kg)	$m_{1T} = m_{1P}$	10
Độ cứng của treo sau bên trái và bên phải (N/m)	$C_{2T} = C_{2P}$	28271	Khối lượng không được treo sau (kg)	m_2	60
Độ cứng của các lớp trước bên trái và phải (N/m)	$C_{L1T} = C_{L1P}$	140000	Mô men quán tính theo trục X ($kg.m^2$)	J_x	400
Độ cứng của các lớp sau bên trái và phải (N/m)	$C_{L2T} = C_{L2P}$	140000	Mô men quán tính theo trục Y ($kg.m^2$)	J_y	1051
			Khối lượng toàn bộ xe (kg)	M	1165

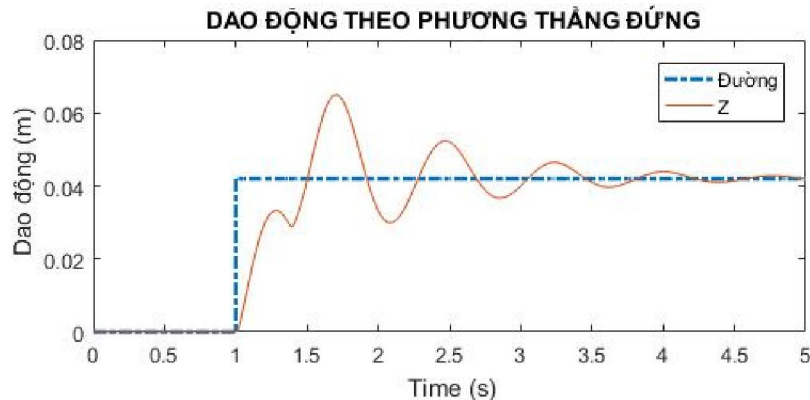
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

3.1. Đánh giá dao động của xe

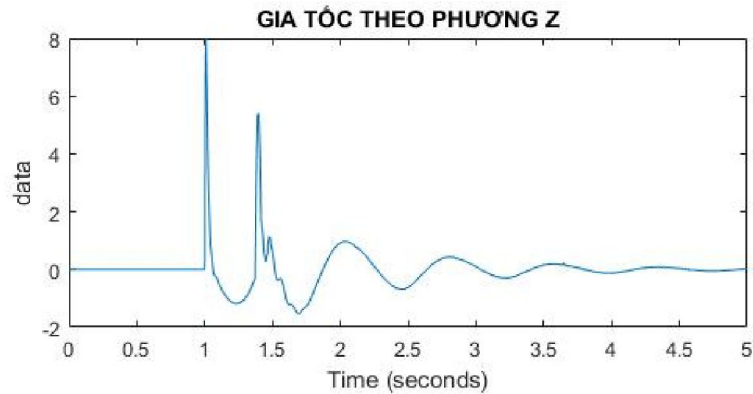
Các thông số kích động đầu vào của mặt đường được cho như dưới đây:

- Trường hợp hàm kích động dạng STEP
- Độ cao của xung $H = 42$ (mm)
- Vận tốc của xe là $V = 5$ (m/s).

Hàm xung kích động dạng step được sử dụng trong bài toán này được giả thiết là cùng tác động lên hai bánh xe trái và phải tại cùng một thời điểm.



Hình 6. Dao động khung xe - Z



Hình 7. Gia tốc dao động theo phương Z

Từ các đồ thị trên có thể thấy, giai đoạn quá độ thể hiện rất rõ với biên độ dao động và gia tốc dao động lớn, và mức độ dao động lớn hơn rất nhiều so với trường hợp 2. Sau đó, dao động dạng tắt dần, sau 5(s) gần như không còn hiện tượng dao động, hình 6 và 7.

Điều trên là phù hợp với lý thuyết dao động [1], do trong trường hợp này kích động từ mặt đường dạng xung nên tốc độ thay đổi lớn, dẫn đến hệ dao động chịu một lực kích thích dao động rất lớn trong thời gian ngắn.

Ở đây, chúng ta đánh giá hệ số êm dịu chuyển động thông quá 2 trạng thái:

- + Trạng thái có gia tốc dao động lớn nhất.
- + Trạng thái sau giai đoạn quá độ trạng thái ổn định.

Ta có bảng tính toán các thông số như sau (bảng 2):

Bảng 2. Bảng xác định các tiêu chí đánh giá dao động xe chưa cải tiến

Đại lượng	Lớn nhất	Đánh giá	Ổn định	Đánh giá
Tần số dao động (dd/phút)	76,92	Đạt	85,67	Đạt
Gia tốc lắc dọc (rad/s ²)	9,64	Chưa đạt	0,94	Đạt
Gia tốc thẳng đứng (m/s ²)	7,99	Chưa đạt	0,97	Đạt
Hệ số K	175,51	Chưa đạt	18,06	Đạt

Các chỉ tiêu đánh giá trong trường hợp cực đại đều không đạt yêu cầu, tuy nhiên do thời gian diễn ra rất ngắn chỉ 0,39 (s), cho nên kết quả trên là chấp nhận được. Tuy nhiên, cần cải thiện lại các thông số của hệ thống để có thể hạn chế các giá trị quá mức cho phép trên.

3.2. Trường hợp thay đổi độ cứng nhíp

Để giảm gia tốc trong quá trình dao động, chúng ta có thể giảm độ cản nhót của giảm chấn, giảm độ cứng của lò xo hoặc thay đổi thông số hình học của hệ thống treo (chiều rộng cơ sở, chiều dài cơ sở,...) [5].

Tuy nhiên, để thay đổi mang lại hiệu quả tốt nhất với điều kiện ít ảnh hưởng đến kết cấu của xe và thời gian thực hiện nhanh chóng nhất, thì chúng ta nên lựa chọn cách thay đổi độ cứng của bộ phận đàn hồi trong hệ thống treo.

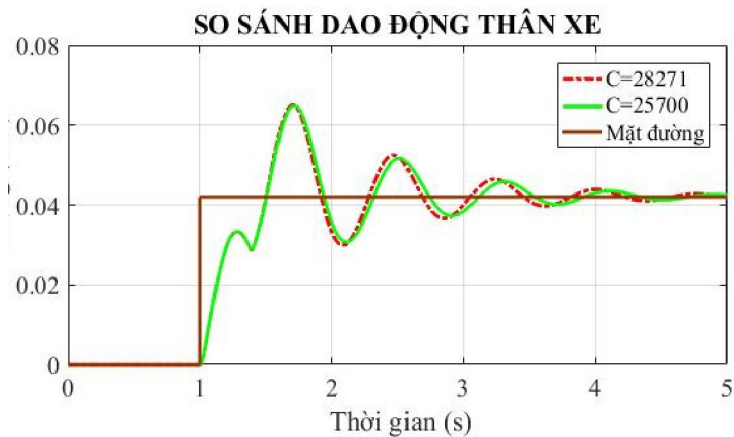
Từ kết quả kiểm bền, nhíp vẫn còn thừa bền nên việc giảm độ cứng của nhíp sẽ không ảnh hưởng nhiều đến độ bền của hệ thống treo. Do đó, nhóm nghiên cứu tiến hành giảm bề rộng của của nhíp từ $b = 55$ mm xuống còn $b = 50$ mm. Kết quả tính toán là có bộ nhíp mới có độ cứng $C = 25700$ (N/m).

Sau khi mô phỏng dao động, các chỉ tiêu đánh giá của xe sau thay đổi kết cấu và so sánh kết quả đó với khi chưa có thay đổi. Việc so sánh được thực hiện bằng xác định tỷ lệ của trị số các chỉ tiêu của xe sau thay đổi, chia cho xe trước khi thay đổi ở trạng thái ổn định (bảng 3).

Bảng 3. Bảng xác định các tiêu chí đánh giá dao động của xe sau khi thay đổi thông số kết cấu

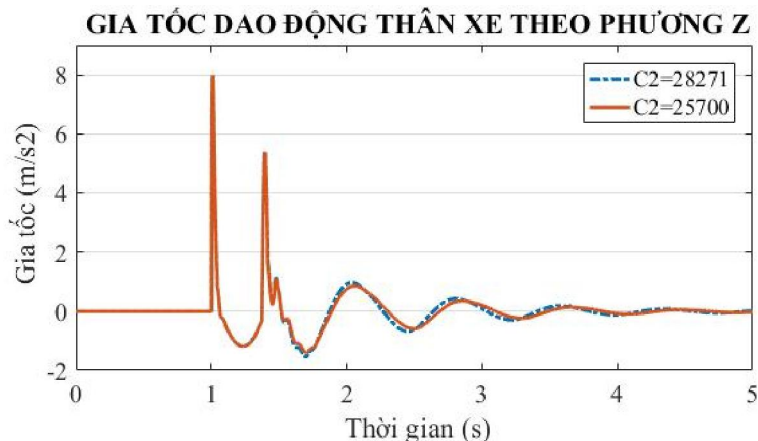
Dại lượng	Lớn nhất	So sánh với xe chưa thay đổi (%)
Tần số dao động (dd/phút)	77,92	95,07
Gia tốc lắc dọc (rad/s ²)	-9,64	89,66
Gia tốc thẳng đứng (m/s ²)	7,99	88,80
Hệ số K	174,57	68,26

Từ bảng trên có thể thấy, hệ số K của trường hợp sau cải tiến có giá trị thấp hơn ban đầu nhiều và có tỷ lệ thay đổi % lớn nhất tương ứng với 68,26%. Dưới đây là đồ thị so sánh dao động của xe trước khi thay đổi với độ cứng $C = 28271$ N/m và sau với độ cứng $C = 25700$ N/m trong trường hợp chịu kích động dạng Step từ mặt đường, hình 8 và 9.



Hình 8. So sánh dao động thân xe theo phương Z

Từ đồ thị trên ta thấy, xe sau khi cải tiến có biên độ dao động thấp hơn so với khi chưa cải tiến, và thời gian dập tắt dao động cũng nhanh hơn.



Hình 9. So sánh gia tốc dao động theo phương Z

Từ đồ thị trên ta thấy, gia tốc dao động của trường hợp sau khi cải tiến có biên độ thấp hơn khi chưa cải tiến. Như vậy, sẽ giảm được tác động có hại đến hành khách; tăng độ êm ái cho xe và giảm tác động đến khung gầm của xe.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được mô hình dao động không gian, 7 bậc tự do của ô tô điện HaUI-EV2, với hệ thống treo cầu trước dạng McPherson và treo cầu sau dạng phụ thuộc sử dụng nhíp. Sử dụng hàm kích động Step để xác định, đánh giá mức độ dao động của hệ thống treo. Thông qua phần mềm Matlab-Simulink, đưa ra được các thông số đánh giá cho dao động của xe như tần số dao động, biên độ, gia tốc dao động. Đồng thời đánh giá qua “hệ số độ êm dịu chuyển động”, qua đó đưa ra đề xuất thay đổi độ cứng của bộ phận đàn hồi để tăng độ êm dịu cho hệ thống treo nhưng vẫn đảm bảo độ bền, cứng vững của hệ thống.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. N.H. Cần, D.Q. Thịnh, P.M. Thái, N.V. Tài, L.T. Vàng, 2003. *Lý thuyết ô tô máy kéo*. NXB Khoa học và kỹ thuật.
- [2]. T.M. Hoàng, 2001. *Khảo sát dao động của xe tải hai cầu dưới kích động ngẫu nhiên của mặt đường*. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật - ĐHBKHN.
- [3]. N. V. Vin, 2014. *Động lực học thẳng đứng và hệ thống treo ô tô*. Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên.
- [4]. P. M. Hiếu, 2017. *Giáo trình Tin học ứng dụng trong kỹ thuật ô tô*. NXB Khoa học và Kỹ thuật.
- [5]. N. A. Ngọc, L. H. Quân, T. M. Hoàng, 2010. *Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến dao động của xe Minibus đóng tại Việt Nam*. Số 2.2010, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, trường Đại học Công nghiệp Hà Nội.